

MAIN-SPINDLE DEVICE

Patent number: JP2001315041

Publication date: 2001-11-13

Inventor: NAWAMOTO HIROTUNA; SUGIYAMA KENICHI;
OMUTSUNO SATOSHI; OKAZAKI YUKIYOSHI;
SUGITA SUMIO

Applicant: NSK LTD

Classification:

- **International:** B23Q11/12; F16N7/38

- **european:**

Application number: JP20000327252 20001026

Priority number(s):

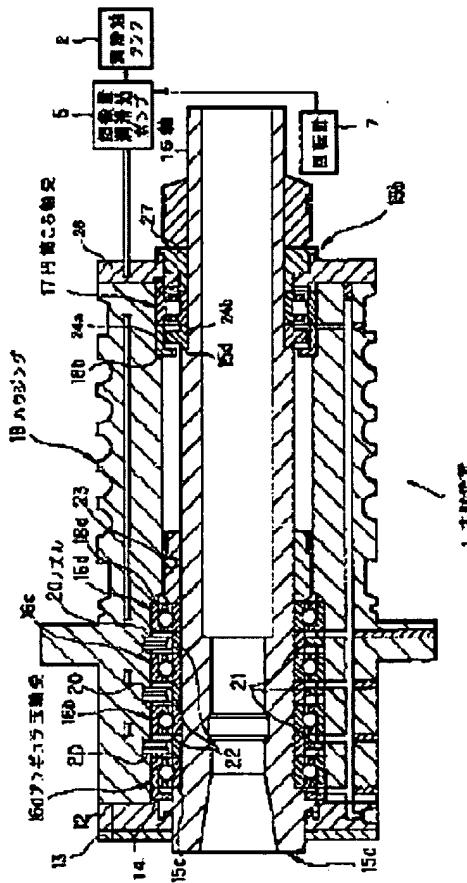
Also published as:

JP2001315041 (A)

Abstract of JP2001315041

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a main spindle device surely feeding lubricating oil to a lubricating face of a rotor, suppressing the increase in the bearing temperature to the minimum, and manufactured at low cost.

SOLUTION: This main spindle device is provided with a shaft 15, at least two bearings 16a, 16b, 16c, 16d and 17 separated in the axial direction of the shaft 15 and having inner rings fitted thereto, and a housing 18 fitted to the outer ring of the bearing and the inner ring and the outer ring of the bearing are relatively rotatable via a rolling element. This device is also provided with a lubricating device feeding minor lubricating oil with discharge speed not less than 10 m/sec and not more than 100 m/sec and discharge quantity not less than 0.0005 ml/shot and not more than 0.01 ml/shot to the bearing via a nozzle 20.





(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2001-315041

(P2001-315041A)

(43)公開日 平成13年11月13日(2001.11.13)

(51)Int.Cl.

B 23 Q 11/12
F 16 N 7/38

識別記号

F I

B 23 Q 11/12
F 16 N 7/38

マークト(参考)

E 3 C 0 1 1
B

審査請求 未請求 請求項の数1 O L (全 16 頁)

(21)出願番号 特願2000-327252(P2000-327252)
 (22)出願日 平成12年10月26日(2000.10.26)
 (31)優先権主張番号 特願2000-54539(P2000-54539)
 (32)優先日 平成12年2月29日(2000.2.29)
 (33)優先権主張国 日本(JP)

(71)出願人 000004204
 日本精工株式会社
 東京都品川区大崎1丁目6番3号
 (72)発明者 繩本 大綱
 神奈川県藤沢市鶴沼神明1丁目5番50号
 日本精工株式会社内
 (72)発明者 杉山 健一
 神奈川県藤沢市鶴沼神明1丁目5番50号
 日本精工株式会社内
 (74)代理人 100105647
 弁理士 小栗 昌平(外4名)

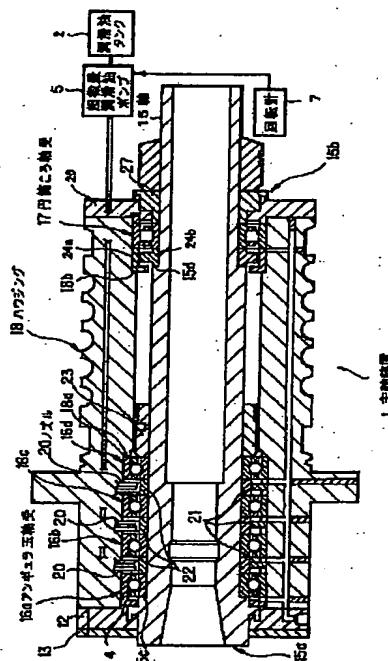
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 主軸装置

(57)【要約】

【課題】 回転体の潤滑面に確実に潤滑油を供給することができると共に軸受温度の上昇を最小限に抑えることができ、さらに安価に製造することのできる主軸装置を提供する。

【解決手段】 軸15と、この軸15の軸方向に隔離して内輪が嵌合された少なくとも2個の軸受16a、16b、16c、16d、17と、軸受の外輪と嵌合されたハウジング18とを具備し、軸受の内輪と外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった主軸装置であって、ノズル20を介して軸受に吐出速度10m/sec以上100m/sec以下、吐出量0.0005ml/ショット以上0.01ml/ショット以下の微量な潤滑油を供給する潤滑装置を設けた。



【特許請求の範囲】

【請求項1】軸と、この軸の軸方向に隔離して内輪が嵌合された少なくとも2個の軸受と、該軸受の外輪と嵌合されたハウジングとを具備し、前記軸受の内輪と外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった主軸装置であって、ノズルを介して前記軸受に吐出速度10m/sec以上100m/sec以下、吐出油量0.0005ml/ショット以上0.01ml/ショット以下の微量な潤滑油を供給する潤滑装置を具備することを特徴とする主軸装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、工作機械等の各種高速回転機械の主軸装置、及び主軸装置の軸受に潤滑油を供給する潤滑装置に関する。

【0002】

【従来の技術】従来、高速回転主軸用の軸受の潤滑には、通常、オイルミスト方式、オイルエア方式、ジェット方式等の各種方式の潤滑装置が使用されている。

【0003】オイルミスト方式の潤滑装置は、油タンク、ポンプ、プランジャ、分圧器、圧縮空気、電磁バルブ及びノズルを有して構成され、潤滑油を微細な霧状にして、圧縮空気により空気配管中を搬送し、軸受内部に向けて噴出させるものである。

【0004】オイルエア方式の潤滑装置は、油タンク、ポンプ、分配器、圧縮空気源、プランジャ及びノズルを有して構成され、プランジャの機械的機構により一定量に調整された潤滑油滴(0.01~0.03ml)を空気配管中に吐出し、空気によりノズルまで運んで軸受内部に向けて噴出させるものである。

【0005】ジェット方式の潤滑装置は、空気源を用いず、高圧ポンプにより潤滑油を高圧にし、吐出径を絞ったノズルから潤滑油を高速で軸受内部に向けて噴出させる。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】ところで、現状の傾向として主軸装置の高速化が要求されているが、主軸装置の潤滑に使用される各種方式の潤滑装置においては、以下に示す問題がある。

【0007】まず、オイルミスト方式の潤滑装置においては、圧縮エアを使用することから、騒音問題や、潤滑油のミストが大気中に飛散することによる作業環境の悪化を引き起こしている。また、潤滑油のミストが大気中に飛散することから、軸受内部に供給される潤滑油の量が不確定になる。特に、軸受が高速回転になるとエアカーテンなどの影響を受けて、 $d \cdot N$ が200万(d は軸受のピッチ円径(mm)、Nは軸受の回転速度(rpm))以上では、潤滑油が軸受内部に殆ど供給されず、軸受の焼付きなどが生ずるおそれがある。

【0008】オイルエア方式の潤滑装置においては、上

記方式と同様に圧縮エアを使用することから、騒音問題や潤滑油のミストが大気中に飛散することによる作業環境の悪化がある。また、高速回転になると主軸回転に伴ってエアカーテンが形成されるので、同様に潤滑油が軸受内部に殆ど供給されることなく軸受の焼き付き等を生じるおそれがある。

【0009】また、このオイルエア方式では、微量の潤滑油を連続して安定供給することが困難なため、間欠給油せざるを得ず、一定時間(通常、8~16minが多い)ごとに一定量(通常は、0.01~0.03ml)の潤滑油をエア配管内に供給するようしている。このため、軸受内部に供給される潤滑油量が時間ごとに変化するため、軸受内部の潤滑状態は常に変化し、特に潤滑油が供給された直後は軸受内部に潤滑油が多く入るため、軸受トルクや軸受温度が変動するという現象が生ずる。この現象が、例えば工作機械などでは加工精度に悪影響を与えることが懸念されている。

【0010】一方、ジェット方式の潤滑装置においては、上記したエアカーテンの影響はオイルミスト、オイルエア方式に比べると殆ど受けないが、高圧ポンプを含む付帯装置が必要になるうえ、軸受に供給される油量が多くなることによる攪拌抵抗の増大から、主軸を駆動させるためのモータに大きなものが必要となり、コスト高になっている。

【0011】本発明は上記状況に鑑みてなされたもので、回転体の潤滑面に確実に潤滑油を供給することができると共に軸受温度の上昇を最小限に抑えることができ、さらに安価に製造することのできる主軸装置を提供することを目的とする。

【0012】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するための本発明に係る請求項1記載の主軸装置は、軸と、この軸の軸方向に隔離して内輪が嵌合された少なくとも2個の軸受と、該軸受の外輪と嵌合されたハウジングとを具備し、前記軸受の内輪と外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった主軸装置であって、ノズルを介して前記軸受に吐出速度10m/sec以上100m/sec以下、吐出油量0.0005ml/ショット以上0.01ml/ショット以下の微量な潤滑油を供給する潤滑装置を具備する構成を探る。

【0013】上記構成によれば、ノズルからの吐出される潤滑油の吐出速度が10~100m/secと速いため、高速回転時に発生するエアカーテンの影響を受けずに確実に軸受内部に潤滑油を供給することができる。また、潤滑油の吐出量が、0.0005ml/ショット以上0.01ml/ショット以下と微量なため、軸受温度の上昇を低く抑えることができる。また、ジェット方式のような高圧ポンプを含む付帯装置を使用しないので、軸受に供給される油量が多くなることによる攪拌抵抗の増大がなく、主軸を駆動させるためのモータに安価な小

型のものを使用できる。

【0014】また、上記構成に加え、軸回転速度を検出する軸回転速度検出器（回転計）を備えることで、この軸回転速度検出器（回転計）の検出結果に基づいて潤滑装置から吐出される潤滑油の供給間隔及び供給量を制御することにより、主軸回転速度に影響されず、主軸回転に対して適正油量の潤滑が可能となり、軸受内部に常時理想的な潤滑状態を得ることができる。また、軸受温度の上昇も更に低く抑えられる。また、潤滑油が確実に軸受内部に供給されることから潤滑油供給効率が良く、潤滑油消費量を低く抑えることができる。またさらに、圧縮エアを用いないことから、騒音レベルが小さくオイルミストが殆ど発生しない。

【0015】また、上記構成に加え、潤滑油フィルタ、エア抜き、目詰まり検知圧力センサを備えることで、目詰まり等のトラブルを回避できる。

【0016】また、上記構成に加え、前記超微量潤滑油ポンプと前記ノズルとの間に、超微量潤滑油ポンプからの潤滑油を複数の軸受に分配供給する多分岐配管装置を介装し、この多分岐配管装置により潤滑油を各軸受に供給する構成としてもよい。この構成によれば、超微量潤滑油ポンプから供給される潤滑油を、吐出速度及び吐出量を低減させることなく、また、双方のばらつきを生じさせることなく各軸受に安定して分配供給できる。また、1台の潤滑装置により複数の軸受を有する主軸装置の潤滑油供給を貽うことができる。

【0017】なお、軸受内部への給油量は、 $d \cdot N$ が100万以上において、 $0.003 \text{ ml}/\text{min}$ 以上 $0.12 \text{ ml}/\text{min}$ 以下が好ましい。また、ノズルの径は、 0.08 mm 以上 0.6 mm 以下が好ましく、より望ましくは 0.1 mm 以上 0.5 mm 以下が最適である。また、ノズルまでの配管の長さ $L (\text{mm})$ と配管径 $d (\text{mm})$ の比は、 $5 \leq L/d \leq 12000 (\text{mm}^{-2})$ が好ましく、より望ましくは $5 \leq L/d \leq 1000 (\text{mm}^{-2})$ が最適である。

【0018】上記の事柄をまとめると、超微量油潤滑方式を用いることにより、オイルミスト方式、オイルエア方式、ジェット方式等で使用される潤滑油強制潤滑装置、熱交換器、潤滑油回収装置、圧縮エア等付帯設備を簡略化でき、また騒音レベルを低く抑えることができ、環境にも配慮できる。さらに、潤滑油消費も少なく、軸受トルクの安定性、軸受温度上昇が低い等のことから、主軸の回転精度を向上できる。したがって、現状の潤滑方法を用いた主軸装置より優位性の高い主軸装置を提供できる。

【0019】

【発明の実施の形態】以下、本発明に係る主軸装置の好適な実施の形態を図面を参照して詳細に説明する。

(第1実施形態) 図1及び図2は本発明の第1実施形態に係る主軸装置の構成を示す図であり、図1は主軸装置

1の内部構造を示す縦断面図、図2は潤滑装置の構成を示す概念図である。主軸装置1は、軸15と、この軸15を軸方向に隔離して内輪が嵌合された少なくとも2個の軸受(本実施形態においては、主軸軸受16a、16b、16c、16d、及び17)と、これらの軸受の外輪と嵌合されたハウジング18とを具備し、前記軸受の内輪と外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となっている。また、主軸装置1は、図2に示す潤滑油タンク2、潤滑油フィルタ3、エア抜き装置4、超微量潤滑油

10ポンプ5、超微量潤滑油ポンプ5を制御する制御装置6、目詰まりセンサ(圧力センサ)8、多分岐配管装置9、配管10、及び回転計7(図1参照)、ノズル20を有する潤滑装置を備えて構成されている。

【0020】図1に示すように、軸15の前部15aを回転自在に水平に支持する複数個のアンギュラ玉軸受16a、16b、16c、16dと、軸15の後部15bを支持する1個の円筒ころ軸受17と、これらの軸受16a、16b、16c、16d、17の外側を覆うハウジング18とを備えている。なお、前蓋12にはカバー13が取り付けられている。

【0021】複数個のアンギュラ玉軸受のうちの最後尾の軸受16dの外輪はハウジング18の内径部18aに係止され、最前部の軸受16aの外輪は外輪押え14を介して前蓋12に係止されている。また、各アンギュラ玉軸受16a、16b、16c、16dの外輪の間に円筒状の外輪間座21がそれぞれ介装されている。このように、各アンギュラ玉軸受16a、16b、16c、16dの外輪はハウジング18の内周面に固定されている。

【0022】各アンギュラ玉軸受16a、16b、16c、16dの内輪は、その最前部の軸受16aの内輪の前端が軸15の外径部15cに係止されている。各アンギュラ玉軸受16a、16b、16c、16dの内輪の間に円筒状の内輪間座22がそれぞれ介装され、最後尾の軸受16dの内輪の後端が軸15に嵌合された押えリング23に係止して軸方向前方(図1の左側)に押圧されている。そして、各アンギュラ玉軸受16a、16b、16c、16dの内輪は軸15の外径面に一体回転可能に固定されている。なお、本実施形態における軸15は水平に支持されているが、例えばマシニングセンタに用いる場合では、垂直或いは傾斜して使用されることもある。

【0023】円筒ころ軸受17は、その外輪の前端が外輪間座24aを介してハウジング18の内径部18bに係止され、外輪の後端が後蓋26に係止されてハウジング18の内周面に固定されている。また、内輪はその前端が内輪間座24bを介して軸15の外径部15dに係止され、後端は軸15に嵌着された押えリング27に係止して軸方向前方に押圧されている。円筒ころ軸受17の内輪は、軸15の外径面に一体回転可能に固定さ

れている。

【0024】各アンギュラ玉軸受16a、16b、16c、16d及び円筒ころ軸受17には、ハウジング18に内装されたノズル20を介して潤滑油が超微量潤滑油ポンプ5から供給される。各ノズル20は、ハウジング18の内部に設けられており、外径面から各外輪間座21を貫通する取付穴に挿通して固定されている。また、各ノズル20の先端は外輪間座21を貫通して内輪間座22との間の隙間空間に突出している。本実施形態の場合、各軸受に対して3個のノズル20を配設しているが、ノズル20の個数は限定されることはない。

【0025】次に、図1及び図2を参照して主軸装置1の作用を説明する。潤滑油タンク2内に充填された潤滑油25は、潤滑油フィルタ3及びエア抜き装置4を通り超微量潤滑油ポンプ5内に流入する。超微量潤滑油ポンプ5は、制御装置6により潤滑油供給のための間欠時間調整、潤滑油量調整、多分岐配管機構等の制御が行なわれて、多分岐配管装置9で各配管10に潤滑油25を送る。各配管10に送られた潤滑油25は、ノズル20より主軸軸受16a、16b、16c、16d、17の内部に確実に供給される。この場合、各ノズル20は、最適な角度及び位置の調整がなされており、適量の潤滑油25が主軸軸受16a、16b、16c、16d、17の内部に供給される。また、間欠時間調整、潤滑油量調整は、軸回転速度検出用の回転計7の出力に基づいて行なわれる。なお、潤滑油量の調整は、超微量の流量センサを用いることも可能である。

【0026】潤滑油供給の際、潤滑油フィルタ3は、目詰まりの原因となるごみ等を排除する。しかし、何らかの原因で潤滑油内にごみ等が混入して目詰まり状態になった場合、即ち何らかの原因で潤滑油が正常に供給されずに異常吐出が生じた場合には、目詰まりセンサ(圧力センサ)8が動作し、トラブルの発生が回避される。また、エアが混入した場合には、多孔質材からなるエア抜き装置4により混入したエアが取り除かれる。

【0027】次に、超微量潤滑油ポンプ5について説明する。図3は超微量潤滑油ポンプ5を示す断面図である。図3に示すように、正特性の超磁歪材料からなる棒体30は、該棒体30の軸線方向一端部30aが予圧調整機構31を介してケース32に固定されている。棒体30の超磁歪材料としては、例えばEdge Technologies(ETREMA事業部)社製の商品名Terfenol-Dや、TDK社製の磁歪材料が好適に使用できる。この棒体30は、同軸に設けた後述のコイルにより磁界が印加されると、磁気歪現象(ジュール効果)によって軸線方向へ伸長する。

【0028】予圧調整機構31は、例えば、回転により棒体30の軸線方向に突出し、棒体30の一端部30aを押圧可能にしたネジ機構とすることができる。棒体30の軸線方向他端部30bには、皿バネ33により棒体

30を予圧調整機構31側に付勢して棒体30の軸方向に対する隙間(遊び)を生じさせずに圧力伝達する圧力伝達部材34が配設され、該圧力伝達部材34を介して棒体30がピストン35に接続されている。このピストン35は、シリンドラ36の内部に摺動自在に配設されている。シリンドラ36は、ピストン摺動空間の軸線直交方向の横断面積Sが、棒体30の軸線直交方向の横断面積Aより小さく形成されており、その内部にはポンプ室37が形成されている。シリンドラ36は配管38を介して目詰まりセンサ8(図2参照)に接続されている。ここで、ポンプ室37と目詰まりセンサ8との間に逆止バルブは設けていないが、これを設けても良い。

【0029】また、シリンドラ36には、ポンプ室37に潤滑油25を吸入するための吸入口39が設けられる。吸入口39には吸入バルブ40が設けられ、吸入バルブ40はポンプ室37の外への潤滑油25の流出を阻止する逆止バルブとなっている。また、吸入バルブ40の流路断面積は、図4に拡大して示すノズル20の吐出開口部20aの断面積より大きく形成されており、吸入口39は、潤滑油搬送管41を介して潤滑油タンク2に配管接続されている。したがって、潤滑油25は、潤滑油タンク2から潤滑油搬送管41を介してポンプ室37へ送られるが、ポンプ室37から潤滑油タンク2へは逆流しない構造となっている。

【0030】棒体30の外周には、同軸状にコイル43が設けられ、さらにコイル43の外周には、棒体30とで磁気回路を形成する磁性材料からなるヨーク44が設けられている。ヨーク44、シリンドラ36の棒体30側の基礎、潤滑剤搬送管41の一部はケース32の内方に収容されている。

【0031】コイル43には、制御装置6が電気的に接続されている。制御装置6は、コイル43へ磁界発生のための電流を出力する。この電流がコイル43に印加されることにより、棒体30がコイル43から発生する磁界を受けて伸長することで、ポンプ室37内の潤滑油25が配管38を通ってノズル20から吐出する。

【0032】ノズル20の形状は、図4に示すように、流路先端の吐出開口部20aを斜めに形成することにより、狭い空間内に配管を設置できるようにしてある。設置空間内に余裕があるときは、ストレートにノズルを形成し、斜め或いは水平に給油狙い位置を設定して取り付けることもできる。軸受内部の潤滑は、給油量が非常に微量のため、給油の狙い位置が大切となる。給油狙い位置としては、図4に示すように内輪と玉の接触部が良い。これにより、内輪軌道面との遠心力により外側へ流れた潤滑油25によって保持器及び外輪軌道面の潤滑が可能となる。例えば、給油狙い位置の径Hを、 $H = (d_c 1 + D_i 1) / 2$ とすることができる。ここで、 $d_c 1$ は保持器内径、 $D_i 1$ は内輪外径である。このように、ノズル20の角度及び位置を最適に設計することに

より、ピン・スポット供給で軸受内部の所望の場所に確実に給油を行うことができる。

【0033】次に、超微量潤滑油ポンプ5の作用を説明する。図5にコイル43に印加される電流と潤滑油吐出との時間的関係を表すタイムチャートを示し、図6に定量吐出量を得るために制御装置6が演算する吐出量補正の手順を示すブロック図を示す。

【0034】図5(a)に示すパターン(61)に基づいて制御装置6からコイル43へ電流を出力すると、コイル43は磁界を発生し、超磁歪材料からなる棒体30が伸長する。棒体30は、一端部30a側が固定されているので他端部30b側で軸線方向に伸び、ピストン35は、この伸長動作に従動して図5(b)に示す電流と同様なパターン(62)で移動する。

【0035】ピストン35が移動するとポンプ室37内の潤滑油25が圧縮され、図5(c)の昇圧パターン(63)に示すようにシリンダ36内の圧力が上昇する。これにより、吸入口39の吸入バルブ40は閉じ、ノズル20の先端部に前回吐出時に溜まった空気が図5(d)の吐出パターン(64)に示すようにノズル20から吐出する。その後、図5(e)に示す吐出パターン(65)でノズル20から潤滑油25が外部に向けて高速度で噴射される。そしてコイル43への電流が定常になると、棒体30の伸長が止まり、ポンプ室37の圧力は潤滑油25の吐出により低下する。

【0036】その後、制御装置6からのコイル43への電流出力を停止すると、伸長した棒体30は元の状態に戻ろうと収縮し、ポンプ室37の内容積が増加する。このとき、図5(c)の圧力パターン(66)に示すようにポンプ室37が負圧になり、これにより図5(e)の吐出パターン(67)に示すように潤滑油25が吸入バルブ40を通してポンプ室37に補充される。このとき同時に、図5(d)の吐出パターン(68)に示すようにノズル先端から若干の空気も流入する。

【0037】この空気の流入量は、潤滑油25の補充量と比較すると十分に少ないものとなる。これは、潤滑油25の流入量と空気の流入量は、ノズル流路軸線直交方向の断面積が、吸入バルブ40の流路軸線直交方向の断面積より十分小さいため、また、吸入バルブ40はノズル20よりピストン35の近くにあるため、負圧の伝達時間が短くなり、吸入バルブ40からの潤滑油流入量の方が空気流入量より多くなるためである。このため、次*

ポンプ室37の減容積(ピストン横断面積×ピストン移動長さ)

$$\begin{aligned}
 &= (\text{棒体収縮時にノズルから流入する空気量}) \\
 &+ (\text{高圧による潤滑油の体積減少量}) \\
 &+ (\text{高圧による内容積の増容積}) \\
 &+ (\text{所要吐出量 } Q_{rf})
 \end{aligned}$$

…(1)

【0044】コイル43に印加される電流を(1)式を満足するように制御することで、0.0005~0.01m¹程度の極微量の潤滑油25を、約10m/sec

*回の吐出の作動時においても同様にして潤滑油吐出が可能になる。

【0038】好ましくは、ノズル20のノズル穴の体積は、前記吸入工程においてノズル穴から流入する空気の体積以上であることが望ましい。これは、ノズル穴を空気が通過する際の抵抗は潤滑油25が通過する際の抵抗よりもノズル穴内がすべて空気になってしまふと、吸入側逆止バルブよりもノズル穴の流体抵抗が小さくなり、吸入側逆止バルブから潤滑油25が吸入され難くなる虞れがあるためである。

【0039】また、ポンプ室37と吐出側の配管の間に逆止バルブを設けてもよい。なお、この場合でも、吐出側逆止バルブの応答遅れやバルブの閉じる動作により若干の空気がノズル穴から流入し、ノズル先端からの潤滑油25の液ダレは回避できるものと考えられるが、液ダレ防止効果は低下する。

【0040】さて、棒体30圧縮時におけるノズル20からの空気流入量、吸入バルブ40とノズル出口との間の内容積内の潤滑油25の圧縮による体積減少量、及び、シリンダや配管等の内容積を構成する部品が圧力変形することによる内容積の増容積等は、微量ながらも存在するため、ノズル20から所望量の潤滑油25を正確に吐出させるには、これらの変動要素を加味して吐出量を設定する必要がある。

【0041】このため、本実施形態の超微量潤滑油ポンプ5においては、制御装置6からの電流をこれらの変動要素を加味して、コイル43に電流を印加することを特徴としている。即ち、本実施形態においては図6に示すように、「圧縮時の潤滑油の体積減少量」、「内容積の増容積」、「棒体収縮時の空気吸入量」を主要な変動要素として、これらを加味して電流を設定している。この変動要素としては、他に、潤滑油25の温度や粘性抵抗等の要素が加えられるものであってもよい。

【0042】棒体30の伸長によるポンプ室37の減容積は、(1)式に示すように、棒体30の圧縮時にノズル20から流入した空気量と、吸入バルブ40とノズル出口との間の内容積内の潤滑油25の圧縮による減容積と、内容積を構成する部品の圧力変形による内容積の増容積と、ノズル20から吐出される潤滑油25の必要吐出量との和に等しくなる。

【0043】

~100m/secの高速度で間欠的に噴出することが可能となる。なお、(1)式の各項目の値は、使用する主軸装置に応じてそれぞれ測定、設定されたものを使用

することができる。

【0045】潤滑油25の吐出量は、(2)式により求めることができる。

$$Q_r = \Delta \cdot f \quad \dots (2)$$

ここで、 Q_r [m l/秒] は所要吐出量(設定吐出量)であり、 Δ [m l/ショット] は定格電流を供給したときの一動作での吐出量であり、 f [ショット/秒] はコイル43に印加される動作周波数(供給周波数)である。

【0046】算出された設定吐出量 Q_r は、その値に応じて図7に示す3つの条件に分類されて制御される。まず、設定吐出量 Q_r が最少量ショットを最高動作周波数*

$$Q_r f = \Delta_{min} \times (Q_r / \Delta_{min})$$

【0048】また、設定吐出量 Q_r が、 $\Delta_{min} \cdot f_{max} < Q_r \leq \Delta_{max} \cdot f_{max}$ である場合(5.2)(ここで、 Δ_{max} [m l/ショット] は制御可能な最大電流による一動作での最大吐出量である)は、位置動作での吐出量*

$$Q_r f = (Q_r / f_{max}) \times f_{max}$$

【0049】そして、設定吐出量 Q_r が $\Delta_{max} \cdot f_{max} < Q_r$ である場合(5.3)は、本装置の吐出能力を越えているので、制御装置6により吐出不可の信号(図6参照)を出力する。

【0050】以上の結果、上述の超微量潤滑油ポンプ5によれば、以下に示す効果を奏すことができる。棒体30の収縮時には、ノズル20から空気が流入して潤滑油液面先端がノズル内部に移るため、休止時に潤滑油が垂れ落ちることを防止できる。

【0051】また、棒体30の伸長時には、ノズル先端の空気が押し出される間に、シリンドラ36内の潤滑油25の圧力が上昇する。このため、潤滑油25がノズル端から吐出されるまでの時間に若干の遅れが生ずるが、この遅れ時間が潤滑油25を所定圧力に上昇させる時間と相殺される。その結果、潤滑油25の吐出時に所定速度に近い高速な噴出速度が得られ、必要となる所定速度未満で潤滑油25が吐出されることを低減できる。

【0052】さらに、シリンドラ36の軸線直交方向の横断面積Sを棒体30の横断面積Aより小さくしたので、シリンドラ内の潤滑油25の圧力を棒体30自体の発生圧力より高くすることができ、潤滑油25をより高圧で吐出することができる。そして、潤滑油25を直接的に被潤滑面に付着させることにより、潤滑油25を搬送するための空気ポンプが不要になる。

【0053】また、シリンドラ内の潤滑油25を高圧にするとき、潤滑油25の圧縮、シリンドラ36等のポンプ室37の膨張が無視できなくなるが、コイル43への電流を、それらの変動要素で補正するため、所望の吐出量を高精度に得ることができる。さらに、コイル電流を制御することにより潤滑油25の潤滑面付着量を容易に調整できるので、定量バルブを必要としない。この結果、構造が簡単で小型の潤滑装置を実現することができる。

*で行った吐出量以下である場合、即ち、 $Q_r \leq \Delta_{min} \cdot f_{max}$ である場合(5.1)は、一動作での吐出量 Δ 、動作周波数 f を、 $\Delta = \Delta_{min}$ 、 $f = Q_r / \Delta_{min}$ に設定する。

【0047】ここで、 Δ_{min} [m l/ショット] は、制御可能な最小電流による一動作での最少吐出量で、本実施形態の場合は0.001 [m l/ショット] とする。また、 f_{max} [ショット/秒] は本装置で出力できる最高動作周波数である。従って、この場合の最終的な設定吐出量(所要吐出量) $Q_r f$ は(3)式により設定することになる。

$$\dots (3)$$

※ Δ 、動作周波数 f を次のように設定する。

$$\Delta = Q_r / f_{max}, f = f_{max}$$

従って、この場合の最終的な設定吐出量(所要吐出量) $Q_r f$ は(4)式により設定することになる。

$$\dots (4)$$

【0054】また、制御装置6は、潤滑油供給対象となる回転体の回転速度を検知し、この検知信号に応じた電流値、又は検知信号に応じた電流の供給周波数、或いはその両方の条件でコイル43に電流を供給して、潤滑油吐出量を調整するものであってもよい。この場合、回転速度に伴って変化する最適な潤滑油25の供給が可能となり、潤滑油25の過剰供給を防止し、且つ常に最適な潤滑効果を得ることができる。

【0055】例えば、潤滑剤供給対象となる軸受のシャフト(回転体)回転速度をエンコーダ等により検知し、得られた回転速度を制御装置6に入力する。制御装置6は、回転速度が速い場合には多く、遅い場合には少なく潤滑油25が供給されるようにコイル43への駆動電流の電流値、動作周波数を調整してコイル電流を出力する。

【0056】次に、超微量潤滑油ポンプ5の性能試験を行った結果を説明する。図8及び図9は、超微量潤滑油ポンプ5の性能試験時における実施態様を示す概略図である。ここでは、潤滑油25の吐出状態をCC'Dカメラ56により可視化してビデオ録画したノズル20の主軸高速回転時におけるエアカーテンの影響、配管内径及び配管長さと吐出速度の関係、配管内径及び吐出油量の関係をそれぞれ調査した結果を説明する。なお、配管材質としては、オーステナイト系ステンレス鋼SUS316等の金属、及びPEEK(ポリエーテルエーテルケトン)等のプラスチックを用いたが、この他にも一般的な鉄・銅系材料、アルミ・銅系の非鉄金属材料、プラスチック材料やセラミック材料等を用いることができる。

【0057】ここでの試験は、ノズル先端と軸受との距離を通常(10mm前後)より長く約50mmの間隔を取ることで、条件をより厳しくした(エアカーテンの影響を受けやすい)状態で実施した。

【0058】軸受内部への潤滑油供給は、転動体内輪軌道面の接触部分を潤滑するように設定し、潤滑油供給状態を可視化、ビデオ録画を行った。可視化装置は、ストロボ55と、CCDカメラ56と、ストロボ55とCCDカメラ56とを制御する制御装置57と、CCDカメラ56からの映像信号を記録するビデオ58と、ビデオ58で録画された映像を表示するモニタ59とから構成されている。

【0059】この可視化装置により、ノズル20から潤滑油25が吐出された潤滑状態をストロボ観察した。なお、潤滑油は鉛油VG22（動粘度：40°Cで22cSt）を用いた。

【0060】このように、潤滑油25の吐出状態を可視化して、潤滑油25の吐出状態を様々な条件下で試験を行なった結果、超微量潤滑油ポンプ5が軸受内部に発生するエアカーテンの影響を受けずに潤滑油25を微量供給できることを確認できた。また、最適な吐出条件を見出すこともできた。ここで、軸受内部に発生するエアカーテンの影響を受けない吐出速度は、過去の実績から内輪肩周速の10%以上とした。例えば外輪外径160mm、内輪内径100mm、転動体ピッチ円径 $d_p = 132.5\text{ mm}$ の軸受では、転動体ピッチ円径 d_p の位置での周速は、回転速度 $N = 19000\text{ rpm}$ で 131.8 m/sec となる。即ち、周速の略10%である吐出速度 13 m/sec が一つの目安となり、この値が大きく且つ吐出量が多いほど吐出条件は広く設定可能である。

【0061】図10～図12に潤滑油の吐出状態の試験結果を示す。図10は、ノズル20の吐出径と吐出速度との関係を示すグラフで、ノズルの吐出径をバラメータとして試験を行なった結果である。図10に示すように、ノズルの吐出径が小さいほど、吐出量が少なく、吐出速度が大きくなる。そして、試験の結果、ノズルの吐出径が 0.08 mm より小さくなると吐出油量のばらつきが大きくなり、 0.6 mm より大きいと吐出速度が 13 m/sec 以下の不十分な値となった。したがって、ノズルの吐出径の有効範囲は $0.08\sim0.6\text{ mm}$ とすることが好ましい。このとき潤滑油は、吐出速度 $13\sim70\text{ m/sec}$ 、1回あたりの吐出油量 $0.0008\sim0.004\text{ ml}$ で吐出される。さらに、高速での吐出速度と吐出油量のバランスを考慮すると $0.1\sim0.5\text{ m}$ とすることが特に好ましい。このとき潤滑油は、吐出速度 $25\sim68\text{ m/sec}$ 、1回あたりの吐出油量 $0.001\text{ ml}\sim0.003\text{ ml}$ で吐出される。また、吐出速度と吐出油量は、潤滑油の動粘特性にも影響され、 40°C での動粘度が $5\text{ cSt}\sim50\text{ cSt}$ の潤滑油では、吐出速度 10 m/sec 以上 100 m/sec 以下、及び、吐出油量 0.0005 ml 以上 0.01 ml 以下となる。

【0062】図11は、ノズル20からの潤滑油25の吐出状態を可視化し、吐出速度を調査した結果である。

ここでは、配管内径 d を $0.5\sim1.5\text{ mm}$ 、配管長さを $100\sim3000\text{ mm}$ としたときの各吐出速度を、配管抵抗のバラメータ L/d^4 を横軸とするグラフにしたものである。このグラフから分かるように、 $L/d^4 \leq 12000\text{ (mm}^{-3})$ 以下で、吐出速度が 13 m/sec 以上となり、必要とされる吐出速度を満たしている。

【0063】図12は、配管抵抗のバラメータ L/d^4 と吐出油量との関係を示すグラフである。このグラフから分かるように、 $L/d^4 \leq 12000\text{ (mm}^{-3})$ の範囲で、 $0.0008\text{ ml}/\text{ショット}$ 以上、 $L/d^4 \leq 10000\text{ (mm}^{-3})$ の範囲で $0.001\text{ ml}/\text{ショット}$ 以上の微少油量の供給が可能である。したがって、 $L/d^4 \leq 12000\text{ (mm}^{-3})$ の範囲で L と d を組み合わせることにより、吐出速度 13 m/sec 以上、吐出油量 $0.0008\text{ ml}/\text{ショット}$ 以上に設定することが可能となる。さらに、 $L/d^4 \leq 10000\text{ (mm}^{-3})$ の範囲で吐出速度 13 m/sec 以上、吐出油量 $0.001\text{ ml}/\text{ショット}$ 以上に設定することが可能となる。また、 L/d^4 の下限は装置として配管長さが短くできないことにより規制され、 $L/d^4 \geq 5\text{ (mm}^{-3})$ が実用範囲となる。なお、途中で配管径を変えた場合には、 d として全体の配管長さに対して平均径を用いる。

【0064】次に、本実施形態の主軸装置を用いて回転試験を実施し、主軸装置の超微量潤滑油ポンプ5と従来のオイルエア潤滑方式との比較を行った。軸受には、外輪径： 160 mm 、内輪径： 100 mm 、転動体ピッチ円径 $d_p = 132.5\text{ mm}$ 、外内輪溝曲率 $= 52 - 56\%$ 、接触角： 20° 、内外輪材質：S U J 2、転動体材質：S i, N₆のものを使用した。そして、潤滑油：鉛油VG22（動粘度： 40°C で 22 cSt ）、アキシャル荷重： 980 N 、ノズル数：従来のオイルエア潤滑の場合3個、超微量潤滑油ポンプの場合は1個で $0\sim15000\text{ rpm}$ （一部 19000 rpm 、 $d_p \cdot N = 250\text{ 万}$ ）で、軸回転速度と軸受トルクとの関係、軸回転速度と外輪温度上昇との関係、軸受トルク変動の比較、騒音レベルの比較、超微量潤滑状態の可視化観察（ビデオ録画画像）等の試験を行った。

【0065】図13は軸回転速度と軸受トルクとの関係を示すグラフである。図中オイルエア潤滑方式の場合は、3本のノズルから1ショットあたり、それぞれ 0.03 ml の潤滑油を 8 min 間隔で、超微量油潤滑方式の場合は、1本のノズルから1ショットあたり、 0.002 ml の潤滑油をそれぞれ 10 sec 、 40 sec 、 1 sec 間隔で吐出した場合のデータに対応し、単位時間あたりの吐出油量は、それぞれ 0.01125 ml/min 、 0.012 ml/min 、 0.003 ml/min 、 0.12 ml/min である。従来のオイルエア潤滑方式では、回転速度 15000 rpm （ $d_p \cdot N = 200\text{ 万}$ ）において、軸受トルクが $0.18\text{ N} \cdot \text{m}$ であ

るのに対して、本発明の超微量油潤滑方式では、0.14 N·mと低く、さらに19000 rpm ($d_a \cdot N = 250$ 万) でも、軸受トルクは0.16 N·mであり、本発明の装置の方が低トルクになる。

【0066】図13のトルク特性から、供給油量が0.003 ml/min～0.12 ml/minの範囲では、超微量油潤滑の場合のトルクは、回転速度1200～15000 rpmを境に、これより高速では供給間隔が短い方、即ち単位時間あたりの供給油量が多い方がトルクは小さくなる。これは、高速下での温度上昇による油膜形成能力の減少を防ぐにはある程度の潤滑油量が必要となるためである。即ち、使用回転速度により、最適となる潤滑油量、潤滑油供給間隔、吐出油量が存在する。最高回転速度に合わせて、この回転速度での最適潤滑油量、潤滑油供給間隔、吐出量を設定することも可能であるが、潤滑油量を多く供給すると、低速回転において軸受トルクが大きくなり過ぎることがある。この場合には、回転速度に合わせて制御装置が回転速度ごとに潤滑油量、潤滑油供給間隔、吐出油量等を最適条件として潤滑油を供給することが望ましい。

【0067】次に、図14は軸回転速度と外輪温度上昇との関係をグラフにしたものである。このグラフから分かるように、外輪温度上昇に対しても超微量油潤滑方式の方が従来のオイルエア潤滑方式に比べて低温になる。本図14及び前図13には、オイルエア潤滑方式の場合に、回転速度15000 rpmまでのデータしか示していないが、これは、15000 rpm～17000 rpmに昇速中、温度上昇の勾配が急になり、外輪温度上昇が60°Cを超えたために試験を中断したためである。即ち、超微量油潤滑方式は、オイルエア潤滑方式に比べ、トルクが小さく温度上昇を抑えることができ、高速回転が可能となる。なお、低速回転時に潤滑油の供給過多によるトルク及び軸受温度上昇が問題となる場合は、この対策として、超微量潤滑油ポンプ5では、潤滑油供給量の制御が可能である。

【0068】次に、図15は潤滑油供給時の軸受トルク及び軸受温度の推移を調査した結果を示すグラフである。ここで、(a) オイルエア潤滑方式は、3本のノズルから1ショットあたり0.03 mlの潤滑油を8 min 間隔で0.01125 ml/min吐出した場合、

(b) 超微量油潤滑方式は、1本のノズルから1ショットあたり0.002 mlの潤滑油を10 sec 間隔で0.012 ml/min吐出した場合のデータである。従来のオイルエア潤滑方式では、8 minに1回の割合で約0.03 mlの潤滑油を3本のノズルで供給しているが、図15(a)に示すように、潤滑油の供給後に軸受トルク変動が顕著に現れ、それに対応して軸受温度が上昇している。これに対して、超微量油潤滑方式では、単位時間あたりの潤滑油量は殆ど等しいが、1回の供給油量が極めて少なく、供給間隔が短いため、どこが供給

時であるか分からないほど、軸受トルク及び軸受温度が殆ど変動しない。

【0069】次に、図16は本実施形態の超微量潤滑油ポンプと従来の装置の騒音レベルを比較したグラフである。このときの潤滑条件も前記の図15と同じである。ここで、静止時とあるのは、超微量油潤滑及びオイルエア潤滑で回転しない状態のバックグラウンドレベルが約81 dBであることを示しており、回転時との比較のため、図のように2本のグラフで示している。このグラフから分かるように、本実施形態の主軸装置においては圧縮エアを用いていないので、従来のオイルエア潤滑方式と比べて騒音レベルが低くなっている。

【0070】次に、本発明に係る主軸装置に、超微量潤滑油ポンプ5からの潤滑油を複数の軸受に分配供給する多分岐配管装置を介装して性能試験を行った結果を説明する。図17は、超微量潤滑油ポンプ5の性能試験時における実施態様を示す概略図である。ここでは、超微量潤滑油ポンプ5とノズル20との間に介装された多分岐配管装置9を用いて複数の軸受に潤滑油を分配供給する構成とし、潤滑油の吐出状態を可視化してビデオ録画し、ノズル20の主軸高速回転時における配管長さと吐出速度の関係、及び配管長さと吐出油量の関係をそれぞれ調査した。

【0071】上記多分岐配管装置9には、LABO SYSTEM社製のAUTOMATIC VALVE UNIT 401 SERIES 6方バルブを用い、配管10には、ステンレス材質で外径約1.59 mm (1/16 inch)、内径1 mmのものを用いた。この多分岐配管装置9には、配管10が6本接続できるようになっており、1個の軸受に1個のノズルを使用する場合は、1台の多分岐配管装置9で最大6個の軸受が対応できることになる。なお、潤滑油を供給する配管10の選択は、多分岐配管装置9に接続されたコントローラ11によってなされる。

【0072】可視化装置120は、ストロボ55と、CCDカメラ56と、ストロボ55とCCDカメラ56とを制御する制御装置57と、CCDカメラ56からの映像信号を記録するビデオ58と、ビデオ58で録画された映像を表示するモニタ59とから構成されている。

【0073】この多分岐配管装置9の性能を評価するため、ノズル20からの潤滑油吐出状態を可視化し、多分岐配管装置使用時と未使用時の場合とで、潤滑油吐出速度及び吐出油量を比較した。このときの比較条件としては、ノズル吐出径0.2 mmとして配管長さを0.5～4.0 mとした。

【0074】ここでは、多分岐配管装置9に図示しない第1～第6ポートの合計6本の配管を接続し、この配管長さを0.5～4.0 mの範囲で変化させ、配管に接続されたノズル20からの潤滑油吐出速度及び潤滑油量を測定した。また、このときの軸受内部への潤滑油供給位置は、転動体と内輪軌道面との接触部分を狙い位置とし

て設定した。

【0075】図18は、多分岐配管装置使用時と未使用時(ポンプとノズルとを配管を用いて直付けとした状態)との場合で、潤滑油の吐出速度を比較した結果を示している。ここで、横軸の配管長さとは、ポンプ出口からノズル入り口までの長さを示している。この図によれば、多分岐配管装置使用時と未使用時とでは、潤滑油の吐出速度に殆ど差異は生じないことが分かる。

【0076】図19は、多分岐配管装置使用時と未使用時との場合で、潤滑油の吐出油量を比較した結果を示している。評価条件は上記した図18の場合と同様である。図19によれば、多分岐配管装置使用時と未使用時とでは、潤滑油の吐出油量に差異は生じないことが分かる。従って、多分岐配管装置を用いても配管内の損失は殆ど発生しないといえる。

【0077】以上のことから、多分岐配管装置9を用いることにより、1台の潤滑装置で複数の軸受を有する主軸装置の潤滑油供給を賄うことができると共に、多分岐配管装置の未使用時の場合と比較しても、潤滑油吐出速度及び潤滑油吐出油量に差異はなく、安定した分配供給が行え、同等の性能を得ることができる。

【0078】なお、この主軸装置の多分岐配管装置9においては、前記メーカーの製品を用いているが、その他の市販の自動バルブ機器として、同LABO SYSTEM社製：AUTOMATIC VALVE UNIT 401 SERIES 12方バルブや、SIMAZU社製：LabPRO 6, LabPRO10等も使用できる。また、多分岐配管装置には、これらの製品の他にも、同様な機構と性能を具備する装置であれば他の如何なるものであってもよい。

【0079】以上詳細に説明したように、本実施形態の主軸装置によれば、超微量潤滑油ポンプ5を備え、ノズル20の角度及び位置を最適に設計することにより、ピン・スポット供給で軸受内部内の希望する場所に超微量(0.0005~0.01ml/1ショット)の潤滑油25を数十秒間隔で直接給油することができる。

【0080】また、ノズル20からの吐出速度(10~100m/sec)が速いため、高速回転時に発生するエアカーテンの影響を受けずに確実に軸受内部に潤滑油25を供給することができる。そして、回転速度に応じて、潤滑油供給間隔、潤滑油量を制御装置により変化させることができるために、主軸回転速度に影響されず、主軸回転に対して常に適正油量の潤滑油の供給が可能となる。さらに、多分岐配管装置9を用いて1台の潤滑装置から複数の軸受に対して潤滑油を分配供給する場合であっても、各軸受へ十分な吐出速度及び吐出量で安定して潤滑油を供給することができる。

【0081】これにより、軸受内部に常時理想的な潤滑状態を得ることができるため、軸受トルクの安定性に非常に優れた構成にできる。また、軸受温度の上昇も低く抑えられる。また、潤滑油25は確実に軸受内部に供給

されるため、潤滑油供給効率が良く、潤滑油消費量も少なくなる。このため、超微量油潤滑方式によれば、従来のオイルエア潤滑方式と比較して、より高速域までの主軸回転が可能である。

【0082】また、圧縮エアを用いないため、騒音レベルが小さくオイルミストが殆ど発生しない。そして、潤滑油吐出口センサ、ノズル等目詰まりセンサが装置本体に組み込まれているために、トラブルの発生を回避できる。

10 【0083】上記の事柄をまとめると、超微量油潤滑方式を用いることにより、従来のオイルミスト潤滑方式、オイルエア潤滑方式、ジェット潤滑方式等に使用される潤滑油強制潤滑装置、熱交換器、潤滑油回収装置、圧縮エア等付帯設備を簡略化でき、また騒音レベルを低く抑えることができ、更に潤滑油消費も少ないとから環境に配慮でき、また軸受トルクの低トルク化、及び安定性に優れ、軸受温度上昇が低いことから主軸の回転精度を向上できる。したがって、従来の潤滑方法を用いた主軸装置より優位性の高い小型の主軸装置を提供できる。

20 【0084】なお、本実施形態において、超微量潤滑油ポンプ5には、超磁歪素子を用いたが、この超磁歪素子に限らず、電歪素子、電磁石と皿ばねの組み合わせ等、いずれの超微量油潤滑であっても、吐出速度10~100m/secで0.0005~0.01ml/ショットの微量油を吐出させれば、主軸装置は等しい回転性能を呈するようになる。また、正特性の超磁歪材料の他にも、双方向特性の磁歪材料であっても同様にして伸縮作用を利用したポンプを形成することができる。さらに、上記の潤滑装置は図1に示す主軸装置に限らず、様々なトルク変動や温度上昇が小さいことが要求される高速回転の主軸装置に使用可能である。

30 【0085】(第2実施形態) 次に、本発明の第2実施形態に係る主軸装置について説明する。本実施形態に係る主軸装置は、電磁石と皿ばねを組み合わせた超微量潤滑油ポンプを備えたものである。前記構造の主軸装置の超微量潤滑油ポンプの場合、図3に示すように、加圧室(ポンプ室)内の圧力を増加させるために用いるピストンの駆動源として、棒状の超磁歪材料又は電歪材料を利用している。ピストン35に接続された超磁歪材料又は

40 電歪材料に磁界又は電圧をそれぞれ印加することにより、超磁歪材料又は電歪材料に歪を生じさせ、その歪によってピストン35を押し付け、加圧室(ポンプ室)37内の圧力を増加させ、ノズルから極微量の潤滑油を断続的に吐出させている。ここで、所望の吐出速度と吐出油量を得るために、ある決まった棒体の歪量が必要となる。例えば、ポンプに接続されず0.1mmの吐出開口部を有するノズルから吐出された潤滑油の所望吐出速度及び吐出油量が、約10~100m/sec程度、0.0005~0.01ml/ショット程度の範囲に設定されている場合、超磁歪材料は円柱形状で外径：12

mm、長さ：100mm程度（棒体は約100μmの歪を生じる。超磁歪素子の歪は1000ppm程度、電歪素子の歪みは1000ppm）のものが必要となる。

【0086】そこで、本実施形態においては、磁歪材料や電歪材料等の素子の代わりに電磁石とバネを利用してピストンを駆動することにより、小型化と低コスト化を図った構成としている。図20は本発明の第2実施形態に係る主軸装置の超微量潤滑油ポンプ60の断面図である。図17に示すように、超微量潤滑油ポンプ60は、電磁石61と、電磁石61を収容する第1のハウジング62と、円柱状中間部につばを有する可動体（ピストン）63と、該可動体及び可動体押し付け用の皿バネ64を収容する第2のハウジング65とを備え、さらに、可動体63と第2のハウジング65との間に設けられた加圧室66と、加圧室66をそれぞれ連通する吸入側流路67び吐出側流路68と、吸入側流路67及び吐出側流路68のそれぞれ設けられた逆止弁69、70とを備えて構成される。

【0087】上記構成の超微量潤滑油ポンプ60において、可動体63を加圧室66側に押し出すための皿バネ64は、可動体63のつば端面63aと第2のハウジング65の端面65aとの間に配設される。可動体63は、コイル駆動回路75から電磁石61のコイルに電流が供給されることで、電磁石61側に吸引されて第1のハウジング62内の電磁石部分71と接触する。この状態では、皿バネ64が収縮するため、圧縮力が発生する。

【0088】その後、コイル駆動回路75からの電流の供給が途切れると、電磁石61の吸引力が消滅して、可動体63は皿バネ64の反発力によって加圧室66側に押し出される。これにより、潤滑油25が入った加圧室66は加圧され、吐出側流路68上の逆止弁70を通して加圧室66内の潤滑油25がノズル20より吐出される。このとき皿バネ64は、皿バネ64の全撓み量の10～60%の領域で使用されるように隙間を調整されている。

【0089】一方、吸入過程では、コイル駆動回路75から電磁石61のコイルに電流を供給することで、電磁石61に磁界が発生し、これにより可動体63が吸引される。その結果、加圧室66が膨張して、潤滑油タンク2から吸入側流路67上の逆止弁69を通して潤滑油25が吸入される。また、可動体63が吸引されると、皿バネ64は収縮し、所望の吐出速度を得るために必要な加圧室圧力を発生しうる圧縮力を発生する。

【0090】以上のような、吸入、吐出を繰り返すことによって、潤滑油25は間欠的にノズル20から吐出される。また、電磁石61は強磁性体で製作され、当然、電磁石61の吸引力は皿バネ64の収縮によって発生する圧縮力よりも大きくなるよう設定されている。

【0091】この実施形態の場合、ノズル径0.1mm

で吐出速度を60m/sec程度、吐出油量を0.006ml、加圧室66の圧力を40気圧(4.1MPa)程度、加圧室部分の可動体63の外径を10mm、可動体工程長さを80μmとすると、皿バネ64はJIS B2706に記されている重荷重用皿バネの呼び12以上のものを使用すればよい。

【0092】また、このときの電磁石61を概略設計すると、電磁石部分の寸法は、外径：50mm、長さ：40mm程度になり、可動体駆動機構部分は、第1実施形態の超磁歪素子を使用した場合に比べて約4割程度のサイズになり、小型化が可能となる。また、電磁石61の駆動には、直流で6V、0.1A程度の微弱な電力を通電すれば良い。したがって、このような設計であれば、第1実施形態と何ら変わらない機能を有することができ、しかも装置の小型化と低コスト化が可能となる。また、機械的な可動体ストップ機構を装置に設ければ、電磁石61への通電は、可動体63を収縮させるときだけに行なえばよく、電力費の節約も可能となる。

【0093】なお、この実施形態では、装置に配管を接続していないが、配管を接続した場合は、接続される配管が内径1mm程度、長さ2m以内であれば、前記した吐出速度の50%程度の能力は十分に発揮できる。

【0094】このように本実施形態の主軸装置の超微量潤滑油ポンプ60は、皿バネ64を圧縮することによって発生する圧縮力をを利用して、シリンダ内に設けられた可動体63を駆動させ、加圧室66の容積を圧縮することで潤滑油25を吐出する一方、可動体63の戻しには電磁石61の吸引力を用いている。この超微量潤滑油ポンプ60は、磁歪材料や電歪材料等の高価な素子を使用せず、皿バネと電磁石を用いた構成であるため、装置を安価にしかも簡単に製作でき、小型化、低コスト化を図ることができる。

【0095】なお、以上説明した第1、第2実施形態の主軸装置の超微量潤滑油ポンプ5、60は、例えば高精度、高速度回転が要求されるマシニングセンタのカートリッジ軸等に対しても好適に適用することができる。また、第1、第2実施形態の主軸装置の他の用途としては、例えば、セミドライ加工での切削油剤の供給等も考えられる。

【0096】

【発明の効果】本発明に係る主軸装置は、超微量潤滑油ポンプを有するので、従来のオイルミスト潤滑方式、オイルエア潤滑方式、ジェット潤滑方式等に使用される潤滑油強制潤滑装置、熱交換器、潤滑油回収装置、圧縮エア等付帯設備を簡略化でき、また騒音レベルを低く抑えることができ、更に潤滑油消費も少ないとから環境に配慮でき、また軸受トルクの安定性が良く、軸受温度上昇が低いことから主軸の回転精度を向上できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施形態に係る主軸装置の内部構

造を示す断面図である。

【図2】主軸装置の潤滑ユニットの構成を示す図である。

【図3】超微量潤滑油ポンプを示す断面図である。

【図4】ノズルの角度及び位置を示す拡大図である。

【図5】コイルに印加される電流と潤滑油吐出との時間的関係を表すタイムチャートを示す図である。

【図6】定量吐出量を得るために制御装置が演算する吐出量補正の手順を示すブロック図である。

【図7】吐出量別の電流制御機能の一例を表すブロック図である。

【図8】超微量潤滑油ポンプの性能試験時における実施態様を示す概略図である。

【図9】超微量潤滑油ポンプの性能試験時における可視化装置の実施態様を示す概略図である。

【図10】ノズルの吐出径と吐出速度との関係を示すグラフである。

【図11】ノズルからの潤滑油の吐出状態を可視化して吐出速度を調査した結果を示す図である。

【図12】配管抵抗のパラメータ L/d' と吐出油量との関係を示すグラフである。

【図13】軸回転速度と軸受トルクとの関係を示すグラフである。

【図14】軸回転速度と外輪温度上昇との関係を示すグラフである。

* 【図15】軸受トルクの推移を調査した結果を示すグラフである。

【図16】本発明の超微量潤滑油ポンプと従来の装置の騒音レベルを比較したグラフである。

【図17】超微量潤滑油ポンプの性能試験時における実施態様を示す概略図である。

【図18】多分岐配管装置使用時と未使用時との場合で、潤滑油吐出速度を比較した結果を示す図である。

【図19】多分岐配管装置使用時と未使用時との場合で、潤滑油吐出油量を比較した結果を示す図である。

【図20】本発明の第2実施形態に係る主軸装置の超微量潤滑油ポンプの断面図である。

【符号の説明】

1 主軸装置

5、6 0 超微量潤滑油ポンプ

6 制御装置

7 主軸軸受

15 軸

16 アンギュラ玉軸受

17 円筒ころ軸受

18 ハウジング

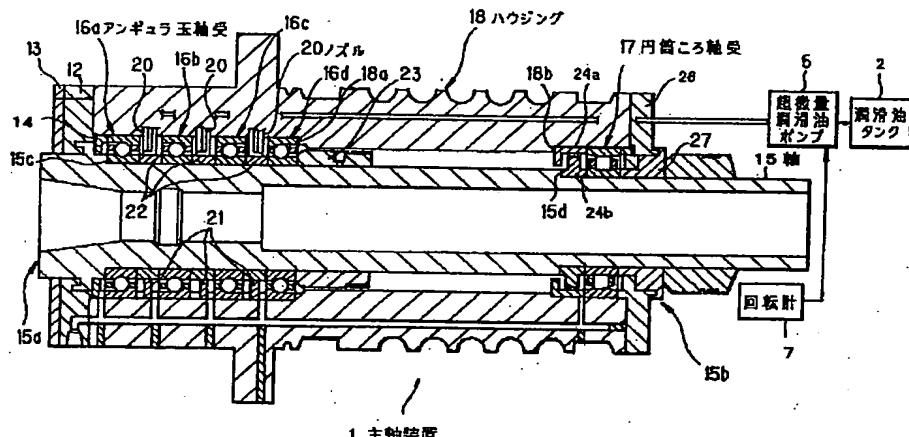
20 ノズル

30 棒体（超磁歪材料）

37 ポンプ室

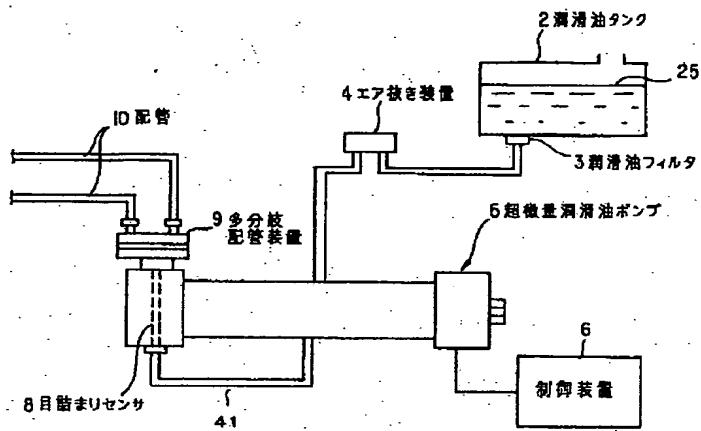
*

【図1】

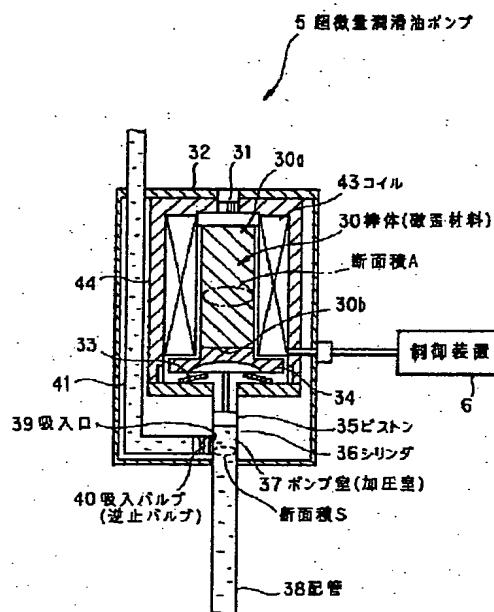


1 主軸装置

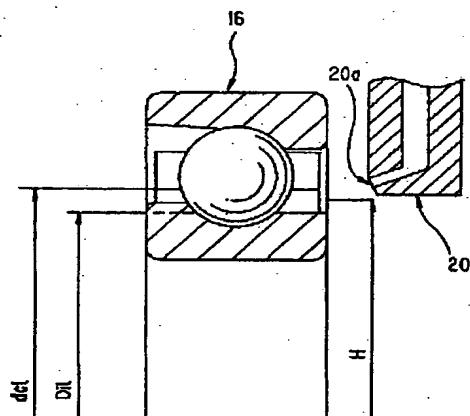
【図2】



【図3】

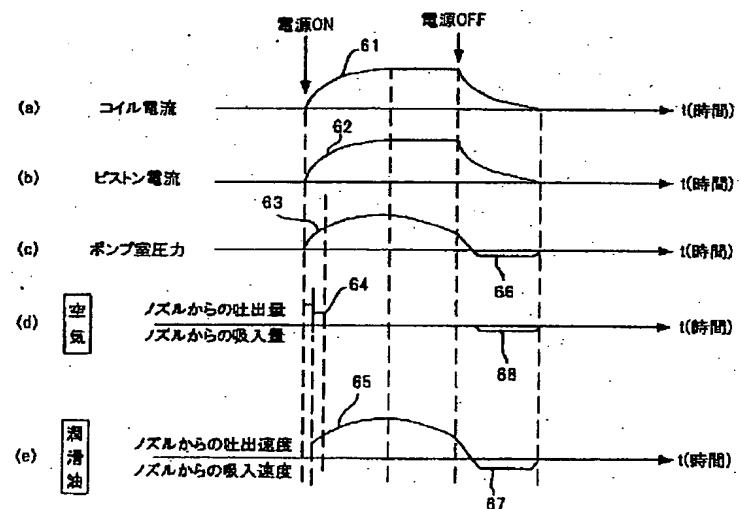


【図4】

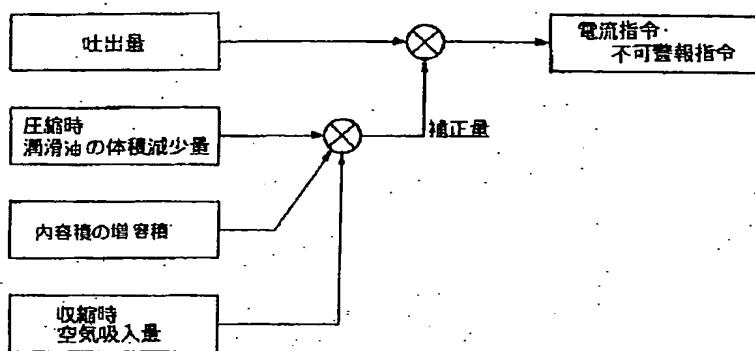


dcl : 保持器内径
Dil : 内輪外径
H : 給油狙い位置
 $H = (dcl + Dil)/2$

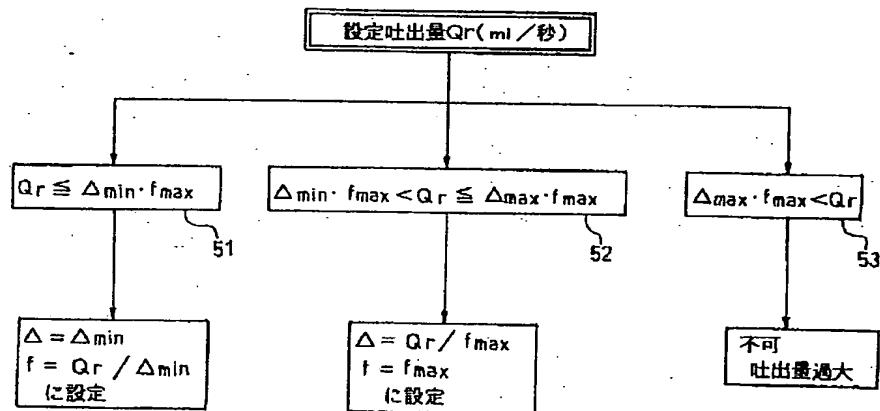
【図5】



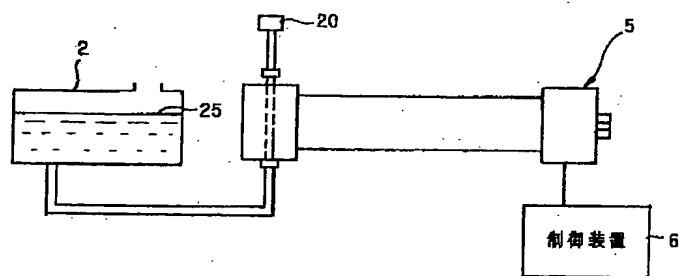
【図6】



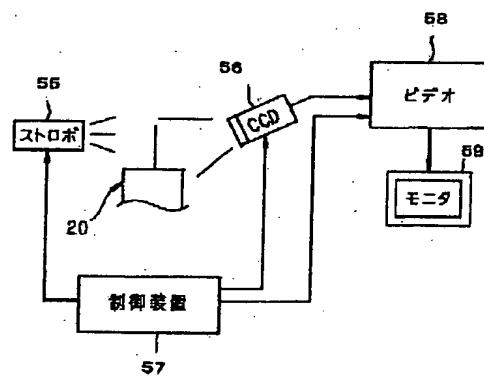
【図7】



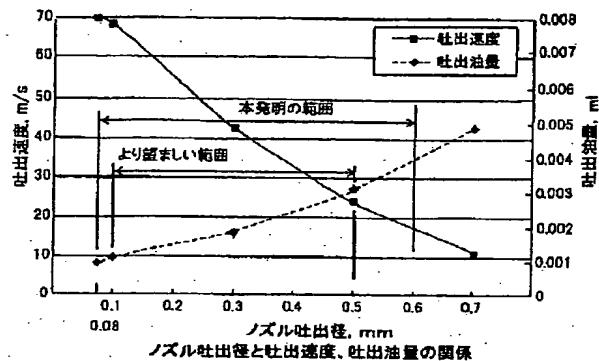
【図8】



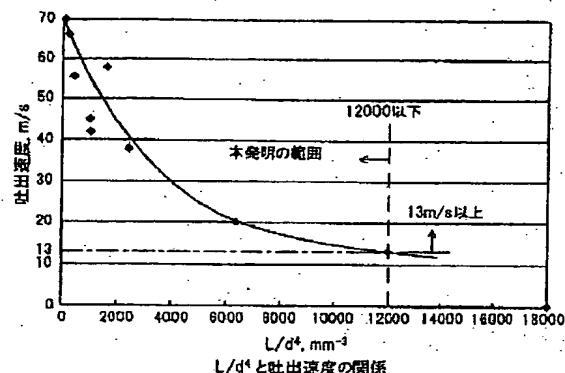
【図9】



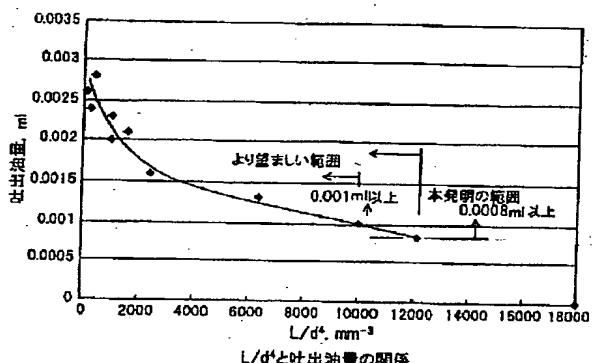
【図10】



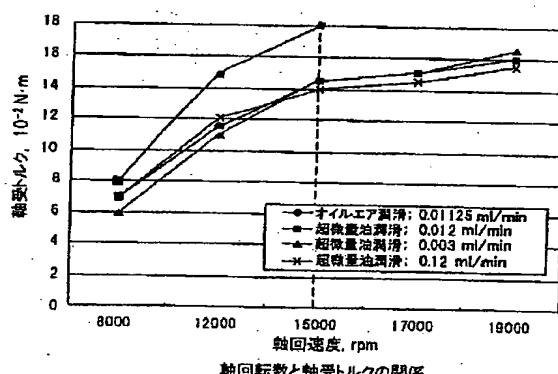
【図11】



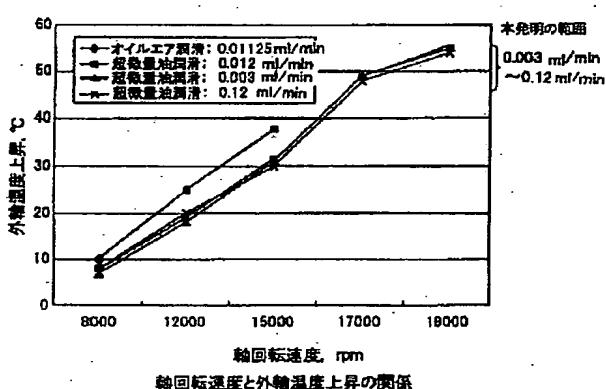
【図12】



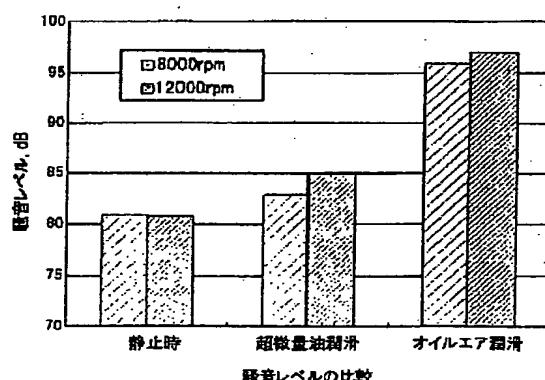
【図13】



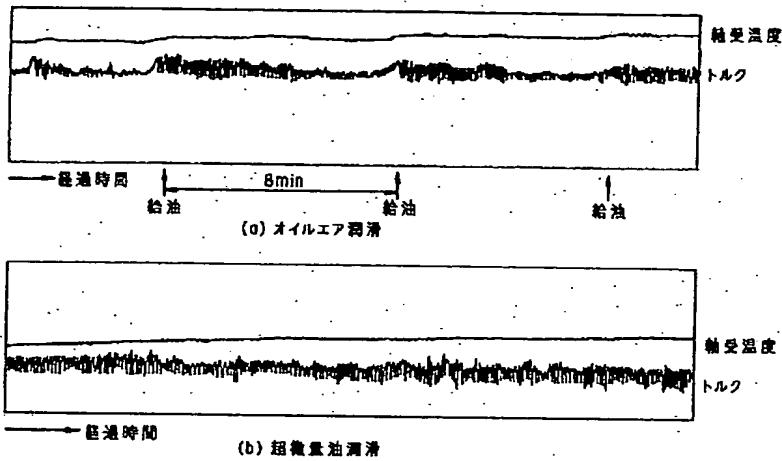
【図14】



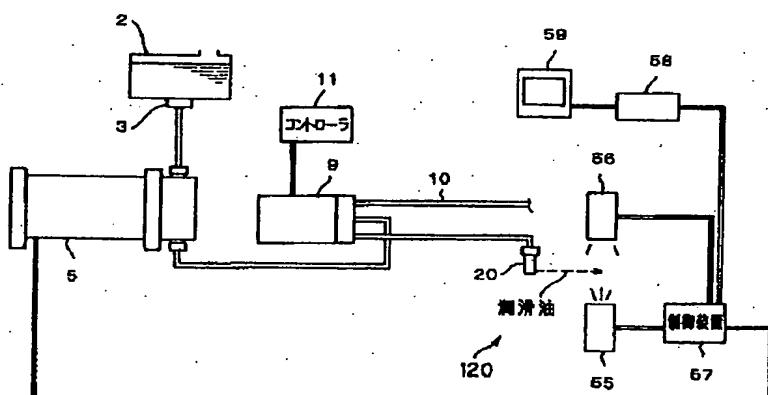
【図16】



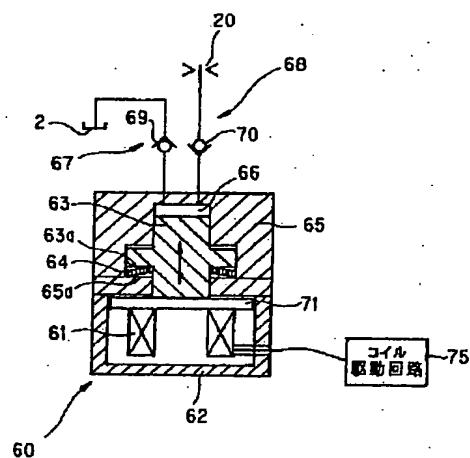
【図15】



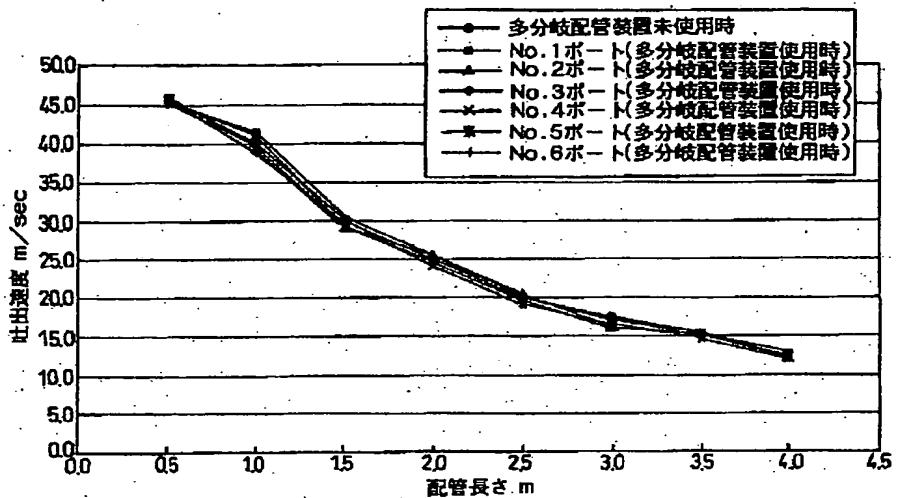
【図17】



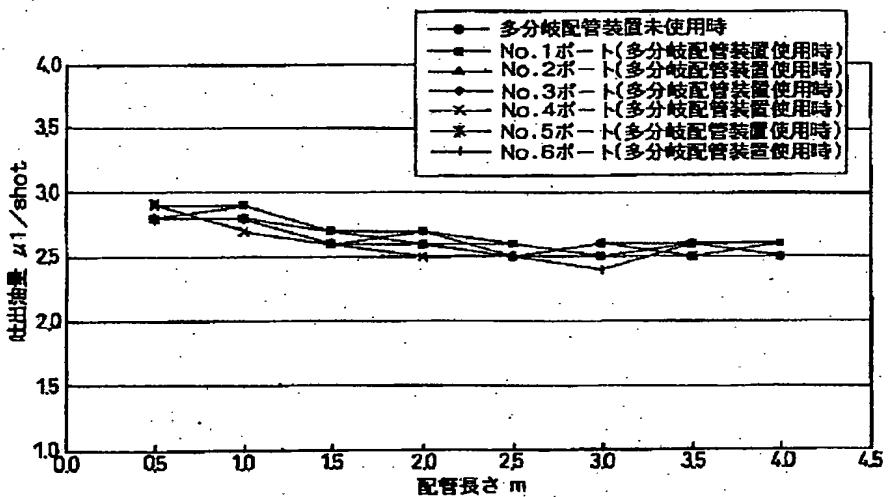
【図20】



【図18】



【図19】



フロントページの続き

(72)発明者 大六野 智

神奈川県藤沢市鵠沼神明1丁目5番50号
日本精工株式会社内

(72)発明者 岡崎 幸由

神奈川県藤沢市鵠沼神明1丁目5番50号
日本精工株式会社内

(72)発明者 杉田 澄雄

神奈川県藤沢市鵠沼神明1丁目5番50号
日本精工株式会社内

F ターム(参考) 3C011 FF06

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER: _____**

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

This Page Blank (uspto)